

Analisa Tegangan Pada *Critical Line* Pipa Penyalur *Paraxylene Line* No 24"-P-248031-A2A2-HC75

Jupri Riyanto^{1*}, Arie Indartono², Ekky Nur Budiyo³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya,
 Indonesia^{1*,2}

Program Studi D-IV Teknik Managemen Bisnis, Jurusan Teknik Bangunan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri
 Surabaya, Indonesia²

E-mail: Jupri Riyanto36@gmail.com^{1*}; Arie.indartono@ppns.ac.id²; Ekkynurbudiyo@gmail.com³

Abstract - The plant process piping system located at aromatic unit precisely the line 24 "-P-248031-A2A2-HC75 in Tuban refinery company flows the paraxylene fluid with pipe API 5L Grade B with thickness 11.9 mm. The current case that occurs in D6 and D7 support caused by temperature rise from 566.6 ° F to 671 ° F and increase pressure from 9.18 barG to 13.15 barG. Field measurement results show value 240 mm for support D6 and 235 mm for support D7, the value of allowable displacement determined by the contractor is 180 mm. Piping system with diameter 24 "and temperature 671 ° F requires further technical analysis. The stress analysis is carried to keep the piping system safe to operate within the constraints of ASME B31.3. Therefore it is necessary to do the stress analysis by calculation method using software CAESAR II 2014. From the calculation results obtained value of the stress that occurs on the system is allowable, but the displacement is over from permissible limits. So the system needs redesigned, from the process redesign resulted addition 1 loop with type three dimensional loop, and need to addition pipe with length 26,718 m and fitting elbow 90 as much 6 seeds.

Keyword: Displacement, Plant process, Software CAESAR II 2014, Support.

Nomenclature:

t	Minimum Wall Thickness (in)
P	Design Pressure (psi)
S _a	Allowable Stress pada Temperatur Desain, (psi)
E _c	Quality Factor
W	Weld joint strength
t _m	Minimum required Thickness (in)
ca	corrosion allowance (in)
mt	mill tolerance (in)
OD	Outside Diameter (in)
ID	Inside Diameter (in)
L	Panjang Pipa (in)
ρ _{Pipe}	Densitas pipa (lb/in ³)
ρ _{Fluida}	Densitas Fluida (lb/in ³)
ρ _{Fluida}	Densitas insulasi (lb/in ³)
t _{insulasi}	Thickness insulasi (in)
Z	Section Modulus (in ³)
W _o	Weight one section pipe (lb/in)
Δ	Allowable deflection (in)
E	Modulus Elstatisitas Material (Psi)
I	Moment Inertia (In ⁴)
D	Diameter pipa (in)
L	Panjang pipa (ft)
Y ₁	pemuaihan yang harus di serap (in)
U	jarak kedua anchor (ft)
S _c	Nilai tegangan izin pada temperatur minimal (Psi)
S _h	Nilai tegangan izin pada temperatur maksimal (Psi)

f	Stress range factor
E _a	modulus elasticity at 21°C (Mpa)
S _a	allowable stress (Mpa)
S _L	sustain load (Mpa)
S _E	Thermal load
S _{ax}	Tegangan aksial
A _i	Luas area diameter dalam pipa (in ²)
A _m	Luas area cross section pipa (in ²)
F _{ax}	Gaya aksial (lb)
S _b	bending stress (psi)
M _b	momen bending (lb.in)
W	berat pipa (lb/in)
c	Rata-rata Radius pipa (in)
S _p	Tegangan akibat tekanan pipa
i	Stress intensification factor
M	Momen yang terjadi (lb.in)

1. PENDAHULUAN

Sebuah perusahaan kilang penghasil minyak dan produk *aromatic* yang berlokasi di dekat pantai, menggunakan sistem perpipaan sebagai jalur transportasi fluida yang akan dialirkan dari satu *equipment* menuju *equipment* yang lain. Kegagalan yang terjadi pada sistem perpipaan proses pembuatan produk *aromatic* tepatnya pada pipa proses penyalur *paraxylene line* no 24"-P-248031-A2A2-HC75 mengalami peristiwa pergeseran *support* yang terjadi pada *support* D6 dan D7. Hal tersebut diduga terjadi karena adanya kenaikan temperatur kerja dari

566.6° F menjadi 671° F dan tekanan dari kerja 9.18 barG menjadi 13,15 BarG. Jenis *support* yang di gunakan pada sistem perpipaan ini yaitu *slidding support* dengan *type saddle support*. Untuk menghindari terjadinya kesalahan yang sama sebelum melakukan perbaikan harus dilakukan analisa tegangan berdasarkan ASME B31.3, *Standard ASME B31.3 process piping* di gunakan untuk menganalisa tegangan pada sistem perpipaan kilang minyak bumi, industri minyak dan gas, pabrik kimia, pabrik tekstil, pabrik kertas industri lainnya [1] supaya langkah perbaikan tersebut menjadi tepat.

2. METODOLOGI .

Penelitian ini dilakukan dengan menghitung secara manual untuk mencari nilai ketebalan pipa, jarak antar *support* dan fleksibilitas sistem setelah di desain ulang. Sedangkan pemodelan menggunakan *software* CAESAR II 2014 untuk menghitung nilai tegangan pada sistem perpipaan. Perhitungan ini diawali dengan mencari nilai tegangan izin *sustain load* berdasarkan ASME B31.3 sesuai persamaan – persamaan sebagai berikut [2]:

1. Nilai tegangan izin untuk kondisi *sustained load* ditentukan berdasarkan persamaan sebagai berikut :

$$S_L \leq Sh \quad (1)$$

2. Nilai tegangan izin untuk kondisi *expansion load* ditentukan berdasarkan persamaan sebagai berikut :

$$S_E \leq Sa \quad (2)$$

$$Sa = f \cdot (1,25 (Sc + Sh) - S_L) \quad (3)$$

Selanjutnya menghitung tegangan akibat beban *sustain* dan beban *expansi* dengan menggunakan *software* CAESAR II 2014. Setelah itu kemudian meredesain sistem perpipaan dengan menambahkan *expansion loop*, yang mana dimensi *expansion loop* di tentukan dengan menggunakan metode M.W. Kellogg [5] sebagai berikut ini:

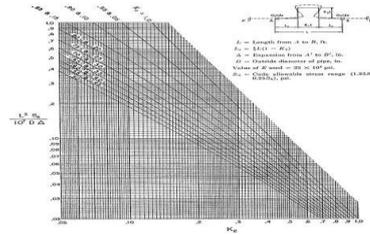
$$L = K_1 L + 2(L_c) \quad (4)$$

Selanjutnya menghitung K_1 dan $\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$ dengan persamaan sebagai berikut :

$$K_1 = \frac{K_1 L}{L} \quad (5)$$

$$\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta} \quad (6)$$

Nilai K_1 dan $\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$ yang telah ditemukan dimasukkan ke grafik yang dijelaskan pada Gambar berikut, sampai saling berpotongan, kemudian dicari nilai K_2 .



Gambar 2.1 Grafik desain dimensi loop (sumber: M. W. Kellogg Handbook)

Setelah mendapatkan nilai K_2 dari grafik tersebut, perhitungan dilanjutkan dengan menghitung lengan loop dengan persamaan berikut ini.

$$K_2 L = K_2 \times L \quad (7)$$

Setelah menghitung dimensi *loop* dilakukan perhitungan jarak antar *support*. Jarak maksimum yang diperbolehkan antara *support* satu dengan yang lain disebut juga dengan *allowable span*. Jarak maksimum yang diijinkan sangat penting dalam upaya untuk menjaga tegangan yang berlebih (*over stress*) atau dengan kata lain untuk menjaga *stress* yang terjadi masih di dalam batas yang di izinkan untuk diterima oleh material tersebut. Berdasarkan buku *Introduction to Pipe Stress Analysis* [4] untuk menentukan *pipe span* pada sistem perpipaan dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\text{Berat pipa} = \frac{\pi(OD^2 - ID^2) \times \rho \text{ pipe} \times L \text{ pipe}}{4} \quad (8)$$

$$\text{Berat fluida} = \frac{\pi(ID^2) \times \rho \text{ fluida} \times L \text{ pipe}}{4} \quad (9)$$

$$\text{Berat insulasi} = \frac{\pi \times t \text{ insulasi} \times \rho \text{ insulasi} \times L \text{ pipe}}{4} \quad (10)$$

$$\text{Berat total} = \text{Berat pipa} + \text{Berat fluida} + \text{Berat insulasi} \quad (11)$$

Sehingga dapat ditentukan maksimum *allowable span* yang terjadi pada kasus pipa yang diasumsikan sebagai tumpuan pipa sederhana pada kedua ujung pipa yaitu:

$$L \text{ span berdasarkan stress} = \sqrt{\frac{0,4 \times Z \times S_h}{W_o}} \quad (12)$$

Untuk menentukan *Span deflection* yang terjadi pada sistem perpipaan dengan asumsi tumpuan sederhana pada kedua ujung pipa dapat menggunakan persamaan berikut :

$$L \text{ span berdasarkan deflection} = \sqrt{\frac{\Delta x E \times I}{13,5 \times W_o}} \quad (13)$$

$$\Delta = \frac{144 L^2 \cdot S}{3 \cdot E \cdot Do} \quad (14)$$

Untuk menghitung Jumlah *support* dapat menggunakan rumus berikut ini:

$$\frac{L}{L \text{ span}} \quad (15)$$

Setelah mengetahui jumlah *support*, maka perlu di lakukan perhitungan nilai fleksibilitas pipa dengan menggunakan rumus sebagai berikut [2]:

$$\frac{DY_1}{(L-U)^2} \leq K_1 \quad (16)$$

Setelah menghitung nilai fleksibilitas dilakukan perhitungan nilai tegangan yang terjadi pada sambungan *lap joint*. Dengan menggunakan persamaan berikut ini:

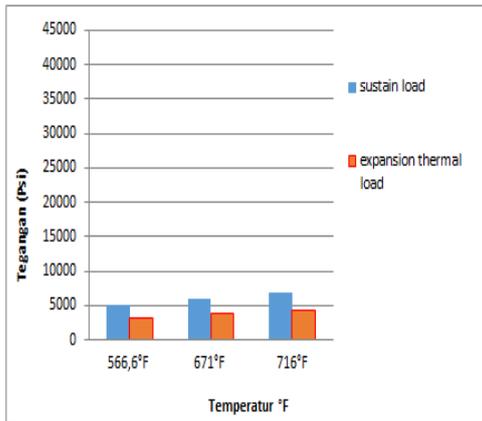
$$F_v = 0,30 \cdot F_{EXX} (1,0 + 0,50 \sin^{1,5} \Theta) \quad (17)$$

Setelah menghitung tegangan yang di izinkan kemudian menghitung tegangan yang terjadi dengan menggunakan rumus sebagai berikut [3]:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (18)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Nilai tegangan pada temperatur 566,6°F, 671°F, dan 716°F sebelum di desain ulang:



Gambar 3. Grafik Tegangan existing condition

Berdasarkan grafik di atas dapat dilihat Tegangan yang terjadi pada temperatur 566,6°F untuk tegangan akibat *sustain load* sebesar 5049,60 Psi, dan akibat *thermal load* sebesar 3077,5 Psi. Dan pada temperatur 671°F untuk tegangan akibat *sustain load* sebesar 6078,8 Psi, dan akibat *thermal load* sebesar 3851,4 Psi. Sedangkan pada kondisi temperatur desain (716°F) nilai tegangan akibat *sustain load* sebesar 6809,60 Psi, dan akibat *thermal load* sebesar 4268,8 Psi. nilai tersebut tidak melebihi tegangan yang di izinkan (*over stress*).

3.2. Nilai displacement pada temperatur 566,6°F, 671°F, dan 716°F:

• Nilai displacement pada temperatur 566,6°F:

Tabel 1 Hasil perhitungan nilai displacement pada temperatur 566,6 °F

Node	DX in.	DY in.	DZ in.
180	2,1395	0	6,9991
190	2,1395	0	6,5792

Berdasarkan tabel 1 dapat di lihat bahwa nilai *displacement* yang terjadi pada temperatur 566,6 °F di node 180 dan node 190 sebesar 6,9991 in (177,78 mm) dan 6,5792 in (166,93 mm), yang mana nilai tersebut masih di bawah maksimum displacement yang di izinkan.

• Nilai displacement pada temperatur 671°F :

Tabel 2 Hasil perhitungan nilai displacement pada temperatur 671 °F

Node	DX in.	DY in.	DZ in.
180	2,6681	0	8,7265
190	2,6681	0	8,2029

Berdasarkan tabel 2 dapat di lihat bahwa nilai *displacement* yang terjadi pada temperatur 671 °F di node 180 dan node 190 sebesar 8,7265 in (221,653 mm) dan 8,2029 in (208,354 mm), yang mana nilai tersebut sudah diatas maksimum displacement yang di izinkan, sehingga perlu di lakukan redesain sistem.

• Nilai displacement pada temperatur 716 °F :

Tabel 3 Hasil perhitungan nilai displacement pada temperatur 716 °F

Node	DX in.	DY in.	DZ in.
180	2,9055	-0,0000	9,5017
190	2,9055	0,0000	8,9316

Berdasarkan tabel 3 dapat di lihat bahwa nilai *displacement* yang terjadi pada temperatur 716 °F di node 180 dan node 190 sebesar 9,5017 in (241,343 mm) dan 8,9316 in (226,863 mm), yang mana nilai tersebut sudah diatas maksimum displacement yang di izinkan, sehingga perlu di lakukan redesain sistem.

3.3. Hasil dan analisa

Berdasarkan hasil perhitungan tegangan *sustain* dan *thermal load* pada temperatur 566,6°F, 671°F, dan 716°F dapat di lihat bahwa nilai tegangan yang terjadi semakin tinggi, akan tetapi nilai tersebut tidak melebihi tegangan yang di izinkan (*over stress*). Akan tetapi nilai *displacement* yang terjadi dari temperatur 566,6°F sampai 716°F nilainya berbeda, semakin tinggi temperaturnya maka nilai *displacement* yang terjadi pada titik (node) yang sama juga semakin tinggi.

Nilai *displacement* pada sistem melebihi nilai yang diizinkan *contractor* (*over displacement*) yaitu sebesar +/- 221,653 mm dan +/- 208,354 ke arah sumbu memanjang pipa nilai tersebut selisih 5 % dari nilai *displacement* yang terjadi pada kondisi *real* dilapangan, sedangkan nilai *displacement* yang di izinkan yaitu +/- 180

mm. Sehingga sistem tersebut perlu di desain ulang.

3.4. Ketebalan Minimum (Allowable Thickness)

Perhitungan thickness untuk pipa lurus dapat di hitung menggunakan persamaan berikut:

$$t = \frac{254,106 \cdot 24}{2(15804,0,7429 \cdot 1 + 254,106 \cdot 0,4)}$$

$$t = 0,257 \text{ in}$$

Sehingga jika *corrosion allowance* dan *mill tolerance* di tambahkan maka hasil perhitungan minimum ketebalan pipa menjadi:

$$t_m = \frac{0,257}{(1-12,5\%)} + 0,126$$

$$t_m = 0,419 \text{ in}$$

$$t_m = 10,643 \text{ mm}$$

jadi di pilih pipa dengan diameter 24 inch Sch 40

3.5. Desain expansion loop type three dimensional

Perhitungan dimensi pada loop menggunakan metode M.W. Kellogg, Sebelum mencari panjang (L), di tentukan terlebih dahulu nilai $L_c = 4\text{m}$ (13,123 ft) kemudian lakukan asumsi ukuran panjang $K_1 L = 4\text{m}$ (13,123 ft) L dapat dicari dengan persamaan:

$$L = 13,123 + 2(13,123)$$

$$L = 39,369 \text{ ft}$$

$$L = 11 \text{ m}$$

Selanjutnya menghitung $K_1 L$ dan $\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$ dengan persamaan sebagai berikut:

$$\bullet K_1 = \frac{13,123}{39,369} = 0,333$$

$$\bullet \frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta} :$$

$$L = 39,369 \text{ ft}$$

$$S_a = 15804 \text{ Psi}$$

Δ = linear thermal expansion x distance between anchor

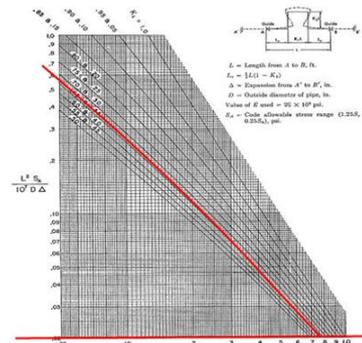
$$= 5,876 \text{ in/ft} \times 170,604 \text{ ft}$$

$$= 1002,469 \text{ inch}$$

$$D = 24 \text{ inch}$$

$$\text{Jadi nilai } \frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta} = \frac{39,369^2 \cdot 15804}{10^7 \cdot 24 \cdot 1002,469} = 1,018 \times 10^{-4}$$

Nilai K_1 dan $\frac{L^2 S_a}{10^7 D \Delta}$ yang telah ditemukan dimasukkan ke grafik yang dijelaskan pada Gambar 4.2 sampai saling berpotongan, kemudian dicari nilai K_2 .



Gambar 4. Grafik desain dimensi loop (sumber: M. W. Kellogg Handbook)

Setelah mendapatkan nilai $K_2 = 0,78$ dari grafik tersebut, perhitungan dilanjutkan dengan menghitung lengan loop dengan persamaan berikut ini.

$$K_2 L = 0,78 \times 39,369$$

$$= 30,708 \text{ ft}$$

$$= 9,359 \text{ m}$$

Tinggi raiser 2 m

3.6. Jarak pipe Support

Berikut ini adalah hasil perhitungan jarak antar pipe support :

$$\text{Berat pipa} = \frac{\pi(24^2 - 22,624^2) \times 0,2830 \times 6888,6476}{4}$$

$$= 98228,6673 \text{ lb}$$

$$\text{Berat fluida} = \frac{\pi(22,624^2) \times 0,0012 \times 6888,6476}{4}$$

$$= 3406,1812 \text{ lb}$$

$$\text{Berat insulasi} = \frac{\pi \times 2,953 \times 0,0049 \times 6888,6476}{4}$$

$$= 78,6054 \text{ lb}$$

$$\text{Berat total} = 101713,4539 \text{ lb}$$

$$W_o = \frac{101713,4539}{571,758}$$

$$= 177,8961 \text{ lb/ft}$$

Setelah menghitung berat total dari pipa selanjutnya menghitung jarak antar pipe support. Berikut ini adalah jarak maksimum antar pipe support:

$$1. L \text{ span berdasarkan stress} = \sqrt{\frac{0,33 \times 285,2 \times 15804}{177,8961}}$$

$$= 91,439 \text{ ft}$$

$$= 27,871 \text{ m}$$

2. L span berdasarkan deflection

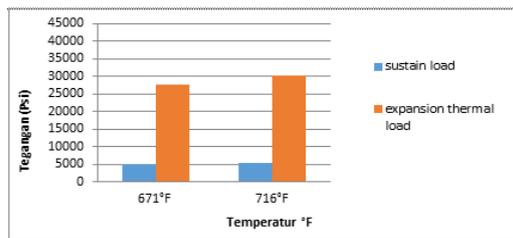
$$= \sqrt[4]{\frac{1 \times 25292000 \times 3422}{22,5 \times 177,8961}}$$

$$= 68,1805 \text{ ft}$$

$$= 20,781 \text{ m}$$

Jadi jarak maksimum antar pipe support yaitu 20,781 m

3.7. Nilai tegangan pada temperatur 671^oF dan 716^oF :



Gambar 5. Grafik Tegangan setelah di desain ulang

Berdasarkan grafik di atas dapat dilihat Tegangan yang terjadi pada temperatur 671^oF untuk tegangan akibat *sustain load* sebesar 5087,9 Psi, dan akibat thermal load sebesar 27741,8 Psi. Sedangkan pada kondisi temperatur desain (716^oF) nilai tegangan akibat *sustain load* sebesar 5518,8 Psi, dan akibat thermal load sebesar 30376,9 Psi. nilai tersebut tidak melebihi tegangan yang di izinkan (*over stress*) sehingga sistem dinyatakan aman.

3.8. Nilai displacement pada temperatur 671^oF dan 716^oF setelah di desain ulang:

• Nilai displacement pada temperatur 671^oF:

Tabel 4 Hasil perhitungan nilai displacement pada temperatur 671^oF

Node	DX in.	DY in.	DZ in.
180	1,1507	-0,0000	3,4045
190	0,6087	0,0000	2,8811

Berdasarkan tabel 4 dapat di lihat bahwa nilai *displacement* yang terjadi pada temperatur 671^oF di node 180 dan node 190 sebesar 3,4045 in (86,47 mm) dan 2,8811 in (73,18 mm), yang mana nilai tersebut masih di bawah maksimum *displacement* yang di izinkan.

• Nilai displacement pada temperatur 716^oF:

Tabel 5 Hasil perhitungan nilai displacement pada temperatur 716^oF

Node	DX in.	DY in.	DZ in.
180	1,1854	-0,0000	3,6822
190	0,6084	0,0000	3,1123

Berdasarkan tabel 5 dapat di lihat bahwa nilai *displacement* yang terjadi pada temperatur 716^oF di node 180 dan node 190 sebesar 3,6822 in (93,53 mm) dan 3,1123 in (79,05 mm), yang mana nilai tersebut masih di bawah maksimum *displacement* yang di izinkan.

3.9. Hasil dan analisa

Berdasarkan hasil perhitungan tegangan sustain dan thermal load pada temperatur 671^oF dan 716^oF dapat di lihat bahwa nilai tegangan yang terjadi semakin tinggi, akan tetapi nilai tersebut tidak melebihi tegangan yang di izinkan (*over stress*). Dan nilai *displacement* yang terjadi

dari temperatur 671^oF dan 716^oF tidak ada yang melebihi nilai yang diizinkan *contractor*. Sehingga sistem tersebut di nyatakan aman.

3.10. Fleksibilitas Pipa

Setiap sistem perpipaan yang beroperasi pada temperatur tinggi harus dihitung nilai fleksibilitasnya. Berikut perhitungan fleksibilitas dari sistem perpipaan line no 24''-P-248031-A2A2-HC75:

$$\frac{DY_1}{(L-U)^2} \leq K_1$$

$$\frac{24,20,886}{(589,130 - 409,104)^2} \leq 0,019$$

$$0,015 \leq 0,019$$

Jadi sistem perpipaan masih fleksibel

3.11. Perhitungan tegangan yang di izinkan pada guide support

Perhitung nilai tegangan yang terjadi pada sambungan *lap joint*. Dengan menggunakan persamaan berikut ini [3]:

$$F_v = 0,30.70000 (1,0 + 0,50 \cdot \sin^{1,5} 90)$$

$$= 31500 \text{ Psi}$$

Setelah menghitung tegangan yang di izinkan kemudian menghitung tegangan yang terjadi dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

Hasil perhitungan tegangan yang terjadi pada node 30 dan 210:

$$\text{-node 30: } \sigma = \frac{15924,87}{0,821} = 19396,918 \text{ Psi}$$

$$\text{-node 210: } \sigma = \frac{2059,95}{0,821} = 2509,074 \text{ Psi}$$

Berdasarkan hasil perhitungan di atas dapat diketahui bahwa tegangan yang terjadi pada weld metal masih berada di bawah tegangan yang di izinkan, sehingga pengelasan dengan menggunakan SMAW dengan *filler metal* E7018 dapat di gunakan untuk mengelas *guide support* dan *slide support* pada sistem perpipaan line no 24''-P-248031-A2A2-HC75.

3.12. Kebutuhan Material Take Off

Tabel 6 Material Take Off

Desain baru				
Bill Of Material				
No	qty	NPS	sch/ class	Description
<i>Pipe</i>				
1	177,588 m	24"	40	Pipe API 5L Gr. B saw Sch 40
<i>Fitting</i>				
2	17	24"	40	E11 90 LR, BW, ASME B16.9, ASTM A 234 Gr WPB Sch 40
3	1	24"	40	E11 45 LR, BW, ASME B16.9, ASTM A 234 Gr WPB Sch 40
4	1	24"	40	Tee, BW, ASME B16.9, ASTM A 234 Gr WPB Sch 40

5	1	24"	40	Cap,BW,ASME B16.9, ASTM A 234 Gr WPB Sch 40
---	---	-----	----	--

Dari tabel MTO (tabel 6) diatas dapat diketahui berapa banyak material yang dibutuhkan dalam membangun jalur perpipaan pada desain baru. Pada desain baru panjang pipa yang mengalami penambahan panjang pipa sepanjang 26,718 meter. Untuk *fitting elbow* 90° pada desain dua mengalami penambahan 6 buah.

3.13. Kebutuhan insulasi

Kebutuhan insulasi yang di gunakan dapat di cari dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

1. Kebutuhan insulasi untuk pipa:
Kebutuhan insulasi untuk pipa = 50,337 m²
2. Kebutuhan insulasi untuk fitting:
 - a. Ellbow 90°
Kebutuhan insulasi untuk ellbow 90° = 1,696 m²

Jadi kebutuhan insulasi untuk ellbow 90° yaitu 6x 1,6956 = 10,176 m²

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan antara lain sebagai berikut:

- 1) Besarnya tegangan maksimal yang terjadi pada *line number* 24-P-248031-A2A2-HC75 pada temperatur 566,6°F tegangan akibat *sustain load* sebesar 5049,60 Psi, dan akibat *thermal load* sebesar 3077,5 Psi. Dan pada temperatur 671°F tegangan akibat *sustain load* sebesar 6078,8 Psi, dan akibat *thermal load* sebesar 3851,4 Psi. Sedangkan pada kondisi temperatur desain (716°F) nilai tegangan akibat *sustain load* sebesar 6809,60 Psi, dan akibat *thermal load* sebesar 4268,8 Psi. Nilai tegangan pada sistem tidak ada yang melebihi nilai tegangan yang diijinkan (*over stress*). Akan tetapi nilai *displacement* yang terjadi dari temperatur 566,6°F sampai 716°F nilainya berbeda-beda, semakin tinggi temperaturnya maka nilai *displacement* yang terjadi pada titik (*node*) yang sama juga semakin tinggi. Pada temperatur 566,6°F didapat nilai sebesar 6,9991 in (177,78 mm) dan 6,5792 in (166,93 mm) untuk *node* 180 (D6) dan *node* 190 (D7). Pada temperatur 671°F didapat nilai sebesar 8,7265 in (221,653 mm) dan 8,2029 in (208,354 mm) untuk *node* 180 (D6) dan *node* 190 (D7). Dan Pada temperatur 716°F didapat nilai sebesar 9,5017 in (241,343 mm) dan 8,9316 in (226,863 mm) untuk *node* 180 (D6) dan *node* 190 (D7). Nilai *displacement* pada sistem ketika temperatur 671°F melebihi nilai yang diizinkan *contractor (over displacement)* yaitu sebesar +/- 221,653 mm

dan +/- 208,354 ke arah sumbu memanjang pipa, nilai tersebut selisih 10% dari nilai *displacement* yang terjadi pada kondisi *real dilapangan*, sedangkan nilai *displacement* yang diizinkan yaitu +/- 180 mm.

- 2) Pada *line number* 24-P-248031-A2A2-HC75 dilakukan penambahan 1 buah *expansion loop* guna mengakomodir adanya *displacement*.
- 3) Hasil perhitungan tegangan maksimal yang terjadi setelah di redesain pada temperatur 671°F untuk tegangan akibat *sustain load* sebesar 5087,9 Psi, dan akibat *thermal load* sebesar 27741,8 Psi. Sedangkan pada kondisi temperatur desain (716°F) nilai tegangan akibat *sustain load* sebesar 5518,8 Psi, dan akibat *thermal load* sebesar 30376,9 Psi. Nilai tegangan pada sistem tidak ada yang melebihi nilai tegangan yang diizinkan (*over stress*) sehingga sistem dinyatakan aman. Dan nilai *displacement* yang terjadi pada temperatur 671°F didapat nilai sebesar 3,4045 in (86,47 mm) dan 2,811 in (71,40 mm) untuk *node* 180 (D6) dan *node* 190 (D7). Dan Pada temperatur 716°F didapat nilai sebesar 3,6822 in (93,53 mm) dan 3,1123 in (79,05 mm) untuk *node* 180 (D6) dan *node* 190 (D7). Nilai *displacement* setelah di redesain tidak melebihi nilai yang diizinkan *contractor (over displacement)*. Sehingga sistem di nyatakan aman.
- 4) Desain baru sistem perpipaan *line number* 24-P-248031-A2A2-HC75 mengalami penambahan panjang pipa sepanjang 26,718 meter dan *fitting elbow* 90° pada desain baru mengalami penambahan sebanyak 6 buah.

5. PUSTAKA

- [1] A.sivanagaraju, S. D. (2015). *Stress Analysis of Process Pipe Line Systems (ASME B31.3) in a plant using caesar II. IJEDR, 7.*
- [2] ASME, B. (2016). *Process Piping ASME Code For Pressure Piping B31.3 U.S.A: The American Society of Mechanical Engineering.*
- [3] AWS, D. (2015). *AWS D1.1 Structure Welding Code-Steel. U.S.A: American Welding Society.*
- [4] Kannappan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis. U.S.A: John Wiley & Sons ,Inc.*
- [5] Kellog, t. M. (1967). *Design of Piping systems. U.S.A: John Wiley & Sons, Inc.*